

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

昭61-229925

⑬ Int.Cl.

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 昭和61年(1986)10月14日

F 02 B 27/02

7616-3G

審査請求 未請求 発明の数 1 (全7頁)

⑮ 発明の名称 多気筒エンジンの吸気装置

⑯ 特 願 昭60-69766

⑰ 出 願 昭60(1985)4月1日

⑱ 発 明 者 畑 村 耕 一 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内  
⑲ 発 明 者 平 岡 哲 男 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内  
⑳ 出 願 人 マツダ株式会社 広島県安芸郡府中町新地3番1号  
㉑ 代 理 人 弁理士 福岡 正明

## 明 細 書

### 1. 発明の名称

多気筒エンジンの吸気装置

### 2. 特許請求の範囲

(1) 吸気順序が隣り合わない2つの気筒群の吸気ポートに夫々連通される2つの吸気集合部と、これらの吸気集合部に夫々接続されて上流側で1本に合流する2本の共鳴管とを有する多気筒エンジンの吸気装置であって、上記両共鳴管にアクセルペダルの所定踏み量で開弁開始するセカンダリスロットルバルブを設ける一方、上記両吸気集合部に夫々連通し且つ上流端が上記共鳴管の合流部より上流側の吸気通路に接続される2本の補助吸気通路を設けて、これらの補助吸気通路にアクセルペダルの踏み開始と同時に開弁開始するプライマリスロットルバルブを設け、且つ該補助吸気通路の長さ $l$ と管径 $d$ とを上記共鳴管の長さ $L$ と管径 $D$ とに対して、 $d / \sqrt{L} < D / \sqrt{L}$

の条件を満足するように設定したことを特徴と

する多気筒エンジンの吸気装置。

### 3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は多気筒エンジンの吸気装置、特に吸気系の共鳴効果を利用して吸気充填量を増大させるようにしたエンジンの吸気装置に関する。

(従来技術)

近年、自動車用等のエンジンにおいては、慣性効果や共鳴効果等の吸気の動的効果を利用して吸気充填効率を向上させることが試みられているが、多気筒エンジンにおいて共鳴効果を利用するようにしたものとしては、例えば実開昭59-148425号公報に開示されたエンジンがある。このエンジンにおいては、複数の気筒が吸気順序の隣り合わないもの同志を同じグループとして2つの気筒群にグループ分けされていると共に、吸気系に両気筒群の吸気ポートに夫々連通し且つ上流側で合流された2つの吸気集合部が設けられ、これらの吸気集合部がその固有振動数に対応する所定のエンジン回転域で吸気振動に共鳴するように構

成されている。そして、この共鳴によって吸気系内に大きな正圧波を発生させ、吸気行程の終了時に燃焼室への吸気の押し込み作用が生じるようにされている。尚、上記公報に開示された吸気装置においては、2つの吸気集合部の中間部に両吸気集合部間を連通させ或いは遮断する開閉弁が設けられ、該弁の開閉によって吸気集合部の固有振動数を変化させることにより、複数のエンジン回転域で共鳴効果が得られるように構成されている。

ところで、上記のような共鳴効果は、多量の吸気が必要とされるエンジンの高負荷時に効果を発揮して、吸気充填効率ないしエンジン出力を向上させるものであるが、その反面において、多量の吸気を要しない低負荷時には燃費を悪化させる作用をする。つまり、低負荷時において、吸気行程の終期におけるピストンが上昇行程に移行した時に、燃焼室に共鳴効果によって発生された吸気の大きな正圧波が押し込められると、これがピストンの上昇に対する抵抗となって所謂ポンピングロスが増大し、その結果、燃費が悪化するのである。

側の吸気通路に接続された2本の補助吸気通路を設ける。そして、この補助吸気通路にアクセルペダルの踏み込みと同時に開弁開始するプライマリスロットルバルブを備え、上記共鳴管にはアクセルペダルの所定踏み込み量で開弁開始するセカンダリスロットルバルブを備え、且つ補助吸気通路の長さ $l$ 及び管径 $d$ を、共鳴管の長さ $L$ 及び管径 $D$ に対して、

$$d/\sqrt{L} < D/\sqrt{L} \quad (I)$$

の条件が満足されるように設定する。

このような構成によれば、吸気集合部と共に共鳴作用を行う共鳴管が高負荷時、即ちアクセルペダルの踏み込み量が所定量以下の時にセカンダリスロットルバルブによって遮断されるため、低負荷時には該共鳴管による共鳴効果が生じないことになる。一方、上記セカンダリスロットルバルブが開く高負荷時には、上記吸気集合部と共鳴管とによって共鳴効果が得られるが、この時、補助吸気通路のプライマリスロットルバルブが開いているので、該補助吸気通路を介して2つの吸気集合部

#### (発明の目的)

本発明は、吸気系の共鳴効果を利用して吸気充填効率を向上させるようにした多気筒エンジンにおいて、上記共鳴効果を主として高負荷域において利用するようにして所要の吸気充填効率を確保すると共に、多量の吸気を必要としない低負荷時には上記共鳴効果が生じないようにして、該共鳴効果に伴うポンピングロスの増大を防止する。これにより、高負荷時には大きな出力が得られ、しかも低負荷時における燃費の低下がないエンジンを実現することを目的とする。

#### (発明の構成)

本発明は上記目的達成のため、次のように構成したことを特徴とする。

即ち、吸気順序が隣り合わない2つの気筒群の吸気ポートに夫々連通する2つの吸気集合部と、これらの吸気集合部に夫々接続されて上流側で1本に合流する2本の共鳴管とを有する多気筒エンジンの吸気装置において、上記吸気集合部に夫々連通し且つ上流端が上記共鳴管の合流部より上流

が連通することになる。しかし、この補助吸気通路の長さ及び管径が上記(I)式に示すように設定されて、共鳴管に比較して十分に細長くされているので、この補助吸気通路を介して両吸気集合部内の吸気振動が減衰し合うことが防止される。

また、上記の構成によれば、低負荷時には管径が細い補助吸気通路上のプライマリスロットルバルブにより吸気量が調整されるから、該吸気量ないしエンジン出力の微妙なコントロールが可能となり、また該補助吸気通路の共鳴効果によって発進時等の極く低回転域で若干の出力向上効果が得られる。

#### (発明の効果)

以上のように本発明に係る多気筒エンジンの吸気装置によれば、高負荷時には所望の共鳴効果が得られて吸気充填効率ないしエンジン出力が向上されると共に、出力を要しない低負荷時には、共鳴効果に伴うポンピングロスの増大が防止されて、燃費が改善されることになる。また、低負荷時にはアクセルペダルによるエンジン出力の微妙なコ

ントロールが可能となって、エンジンの操作性或いは操作フィーリングが向上されると共に、発進時における出力向上によって発進性が向上されることになる。

#### (実施例)

以下、本発明の実施例について説明する。

第1図に示すように、エンジン1は6つの気筒21～26を有し、これらの気筒21～26が吸気順序の隣り合わないもの同志を同じグループとして2つの気筒群31、32にグループ分けされている。即ち、吸気順序が例えば第1気筒21→第4気筒24→第2気筒22→第5気筒25→第3気筒23→第6気筒26の順であって、換言すれば2つの気筒群31、32の気筒が交互に吸気行程を行うようになっている。

一方、上記各気筒21～26に吸気を供給する吸気装置4は、各気筒21～26の吸気ポート54～56に下流端を夫々接続された独立の吸気通路61～66と、これらの独立吸気通路のうちの第1気筒群31に対応する吸気通路61～63の

上流端が接続された第1サージタンク71及び第2気筒群32に対応する吸気通路64～66の上流端が接続された第2サージタンク72と、両サージタンク71、72の上流側に設けられ且つ上流端が合流された第1、第2共鳴通路81、82と、エアクリーナ（図示せず）から導かれて第1、第2共鳴通路81、82の合流部に接続された上流側吸気通路9とを有し、これらによって主たる吸気通路が形成されている。そして、これらの構成に加えて、上記上流側吸気通路9における第1、第2共鳴通路81、82の合流部の上流側から分岐されて、第1、第2サージタンク71、72に夫々接続された第1、第2補助吸気通路101、102が設けられていると共に、この第1、第2補助吸気通路101、102の上流部にプライマリスロットルバルブ11が備えられ、また、上記第1、第2共鳴通路81、82に連動して開閉動作する一対のセカンダリスロットルバルブ12、12が夫々備えられている。ここで、上記プライマリスロットルバルブ11はアクセルペダル（図

ているのである。

次に、上記実施例の作用を説明する。

先ず、多量の吸気を必要とするエンジン1の高負荷時においては、アクセルペダルの踏み量が所定量より大きいから、第1、第2補助吸気通路101、102上のプライマリスロットルバルブ11だけでなく、第1、第2共鳴通路81、82上のセカンダリスロットルバルブ12、12も開弁しており、従って、図示しないエアクリーナから吸入された吸気が上流側吸気通路9から主として抵抗の小さい第1、第2共鳴通路81、82に導入されると共に、上記セカンダリスロットルバルブ12、12を経て第1、第2サージタンク71、72に流入する。そして、この吸気は、第1サージタンク71から独立吸気通路61～63を通過して第1気筒群31を構成する第1～第3気筒21～23に、また第2サージタンク72から独立吸気通路64～66を通過して第2気筒群32を構成する第4～第6気筒24～26に分配供給される。その場合に、第1気筒群31を構成する3

示せず）の踏み開始と同時に開弁開始し、またセカンダリスロットルバルブ12、12はアクセルペダルの所定踏み量で開弁開始するようになっている。従って、アクセルペダルの踏み量が所定量以下の低負荷時にはプライマリスロットルバルブ11のみが開弁し、踏み量が所定量以上の高負荷時には該プライマリスロットルバルブ11とセカンダリスロットルバルブ12、12の両者が開弁することになる。また、上記共鳴通路81、82の長さL及び管径Dと、補助吸気通路101、102の長さl及び管径dとは、

$$d/\sqrt{L} < D/\sqrt{L} \quad (I)$$

の条件を満たすように設定されている。つまり、これらの通路81、82、101、102は、

(管径/ $\sqrt{\text{長さ}}$ )に対応する固有振動数を有し、

この固有振動数と当該通路内の吸気の振動数とが一致した時に共鳴するのであるが、その共鳴が細く長い方の補助吸気通路101、102においては太く短い方の共鳴通路81、82の場合より低振動数の吸気振動に対して生じるように設定され

つの気筒21～23は吸気順序が隣り合わず、また第2気筒群32を構成する3つの気筒24～26も吸気順序が隣り合わないから、両気筒群31、32の夫々において、当該吸気ポート51～53又は54～56の開閉に伴って生じる圧力波は独立吸気通路61～63又は64～66を通して当該サージタンク71又は72に伝播された時に互いに打ち消し合うことがなく、これにより第1、第2サージタンク71、72内にエンジン回転数に応じた振動数の吸気振動が発生する。そして、この吸気振動の振動数が上記共鳴通路81、82の固有振動数に一致した時に、これらの通路81、82が吸気振動に共鳴すると共に、この共鳴によってサージタンク71、72に夫々大きな正圧波が生じ、これが独立吸気通路61～63及び64～66を経て各気筒21～23及び24～26の燃焼室に夫々押し込められる。これにより、高負荷時には吸気充填量が増大され、大きなエンジン出力が得られることになる。尚、この場合、補助吸気通路101、102を介して第1、第2サ-

ジタンク71、72が連通することになるが、該補助吸気通路101、102は十分細長くされているので、上記の共鳴効果によって生じたサージタンク71、72内の正圧波が両補助吸気通路101、102の合流部で衝突して互いに減衰し合うことがなく、従って上記共鳴通路81、82による共鳴効果が低減されることがない。これにより、第2図に矢印aで示すように、共鳴通路81、82が吸気振動に共鳴する所定のエンジン回転域において吸気充填量ないし出力トルクが増大されることになる。尚、第2図に矢印bで示す高エンジン回転側の出力トルクのピークは、各独立吸気通路61～66内における吸気の慣性効果によって得られるものである。

一方、エンジン1の低負荷時においては、上記のような共鳴効果によって吸気行程の終期に大きな正圧波が燃焼室に押し込められると、不必要に吸気充填量が増大されるだけでなく、この正圧波がピストンの上昇に対する抵抗となってポンピングロスが増大することになる。しかし、低負荷時

においては、アクセルペダルの踏み込み量が所定値以下であるから、第1、第2共鳴通路81、82上のセカンダリスロットルバルブ12、12が閉じており、従ってこの共鳴通路81、82の固有振動数と吸気振動の振動数とが一致するエンジン回転域にあっても、該共鳴通路81、82が共鳴することがない。これにより、吸気充填量を多くする必要がない低負荷時に、共鳴効果による不必要な吸気の押し込み作用によってポンピングロスが増大することが防止され、低負荷時における燃費が改善されることになる。

尚、上記の構成によれば、低負荷時には、管径dが細い補助吸気通路101、102上のプライマリスロットルバルブ11の開閉によって吸気量が調整されるから、アクセルペダルの踏み込み量に対する吸気量ないしエンジン出力の変化率が小さくなり、従って出力の微妙なコントロールが可能となってエンジンの操作性或いは操作フィーリングが向上することになる。

また、一部の排気ガスを吸気系に還流して排気

ガス中のNOx(窒素酸化物)を低減させるための排気還流通路等のデバイス通路をこの吸気装置4に接続する場合に、第1図に鎖線で示すように該デバイス通路13を制御弁14の下流側で分岐して第1、第2補助吸気通路101、102の上流部に接続すれば、還流排気ガス等が各気筒21～26に均等に分配されると共に、高負荷時に上記第1、第2共鳴通路81、82の共鳴によって吸気充填量を増大させる時に、第1、第2サージタンク71、72が補助吸気通路101、102及びデバイス通路13の分岐部131、132を介して互いに連通しても、補助吸気通路101、102が十分に細長いから、共鳴効果によって第1、第2サージタンク71、72内に生じた圧力波が互いに減衰し合うことが防止される。つまり、デバイス通路13によって共鳴効果が低減されることが防止される。

更に、上記の構成によれば、補助吸気通路101、102の共鳴効果によって極く低速時の出力が若干向上することになる。即ち、補助吸気通路

101, 102 は (管径  $d / \sqrt{\text{長さ} L}$ ) に対応する低振動数の固有振動数を有するので、該通路 101, 102 におけるプライマリスロットルバルブ 11 のみが開いている状態においては、エンジンの極く低回転域で該補助吸気通路 101, 102 による共鳴効果が得られることになる。これにより、第 2 図に鎖線 c で示すように、発進時等の極く低回転域で若干の出力トルクの向上効果が得られ、発進性が向上することになる。

次に、第 3 図に示す本発明の第 2 実施例について説明する。

この実施例においては、吸気装置 24 は、前記実施例と同様に、エアクリーナ (図示せず) から導かれた上流側吸気通路 29 と、該通路 29 から分岐された太く且つ短い第 1, 第 2 共鳴通路 281, 282 と、これらの共鳴通路 281, 282 の下流端が接続された第 1, 第 2 サージタンク 271, 272 と、両サージタンク 271, 272 から第 1, 第 2 気筒群 231, 232 における各 3 つの気筒 221 ~ 223, 224 ~ 226 の吸

気ポート 251 ~ 253, 254 ~ 256 に夫々通じる独立吸気通路 261 ~ 263, 264 ~ 266 と、上記上流側吸気通路 29 における第 1, 第 2 共鳴通路 281, 282 の合流部より上流側から分岐されて第 1, 第 2 サージタンク 271, 272 に夫々通じる細長い第 1, 第 2 補助吸気通路 301, 302 とを有し、且つ第 1, 第 2 補助吸気通路 301, 302 に一対のプライマリスロットルバルブ 31, 31 が備えられ、且つ第 1, 第 2 共鳴通路 281, 282 に一対のセカンダリスロットルバルブ 32, 32 が備えられている。また、補助吸気通路 301, 302 と共鳴通路 281, 282 との長さとの関係、及びアクセルペダルの踏み量に対するプライマリスロットルバルブ 31, 31 及びセカンダリスロットルバルブ 32, 32 の開弁開始時期の関係も前記実施例と同様に設定されている。そして、この第 2 実施例においては、以上の構成に加えて、上記第 1, 第 2 サージタンク 271, 272 を直接連通させる連通路 35 が設けられていると共に、該連

通路 35 を開閉する開閉弁 36 が備えられている。この開閉弁 36 は、低エンジン回転領域においては閉じて、高負荷時に前記実施例と同様に第 1, 第 2 共鳴通路 281, 282 による共鳴効果を生じさせ、第 4 図に矢印 d で示すように出力トルクを増大させるが、高エンジン回転領域では開いて第 1, 第 2 サージタンク 271, 272 を連通路 35 を介して連通させる。この時、第 1, 第 2 共鳴通路 281, 282 は共鳴管として作用せず、第 1, 第 2 サージタンク 271, 272 (及び連通路 35 の左右の半部) のみが夫々共鳴作用を行うことになるが、その場合における固有振動数は共鳴通路 281, 282 が共鳴作用を行う場合より高くなる。その結果、開閉弁 36 を開いた時は、第 4 図に矢印 e で示すように高エンジン回転領域で共鳴効果による出力トルクの向上効果が得られることになる。従って、開閉弁 36 が閉じている時の出力トルク特性を示す曲線 I と開閉弁 36 が開いている時の出力特性を示す曲線 II とが交わるエンジン回転数  $N_0$  で該開閉弁 36 を開閉操作す

れば、第 4 図に太線で示すようにエンジンの広い回転域にわたって高出力が得られることになる。尚、この実施例においても、第 4 図に矢印 f で示すように発進時等の極く低回転域で補助吸気通路 301, 302 の共鳴による出力の向上効果が得られる。また、この補助吸気通路 301, 302 が高負荷時における共鳴通路 281, 282 による共鳴効果を低減させることはなく、更に低負荷時におけるポンピングロスの増大や燃費の悪化が防止される。

尚、以上の各実施例においては第 1, 第 2 共鳴通路 81, 82 (281, 282) の長さ  $L$  が等しく、また第 1, 第 2 補助吸気通路 101, 102 の長さ  $L$  が等しくされているが、第 1, 第 2 共鳴通路の長さが相違する場合は、両通路の長さの和の  $1/2$  が前記式 (I) における長さ  $L$  となり、また第 1, 第 2 補助吸気通路の長さが相違する場合についても同様である。

#### 4. 図面の簡単な説明

図面は本発明の実施例を示すもので、第 1 図は

第1実施例を示す吸気装置の概略構成図、第2図は該実施例の制御特性を示す図、第3図は第2実施例を示す吸気装置の概略構成図、第4図は該実施例の制御特性図である。

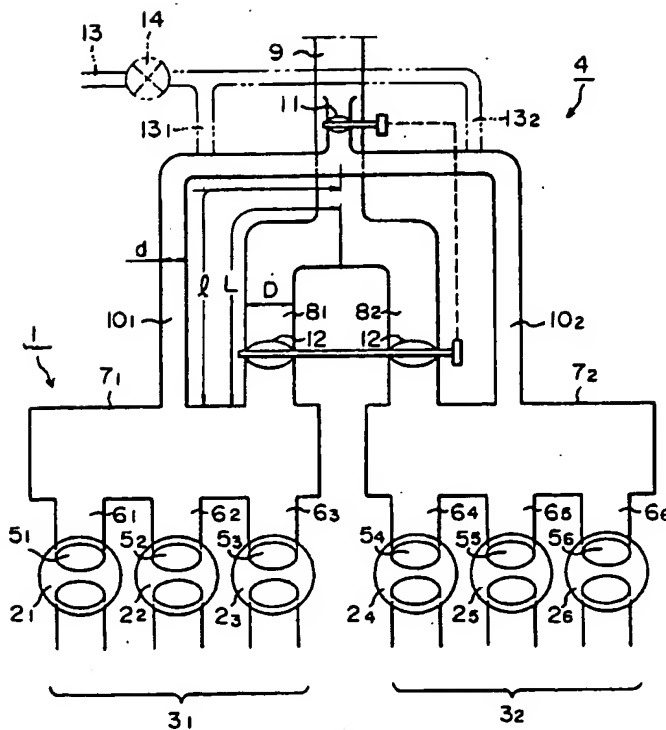
1…エンジン、31、32、231、232…気筒群、4、24…吸気装置、71、72、271、272…吸気集合部(サージタンク)、81、82、281、282…共鳴管(共鳴通路)、101、102、301、302…補助吸気通路、11、31…プライマリスロットルバルブ、12、32…セカンダリスロットルバルブ。

出願人 マツダ 株式会社

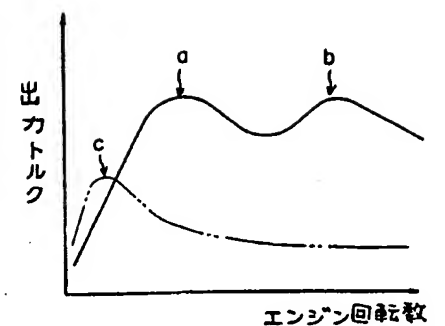
代理人 福岡 正 明



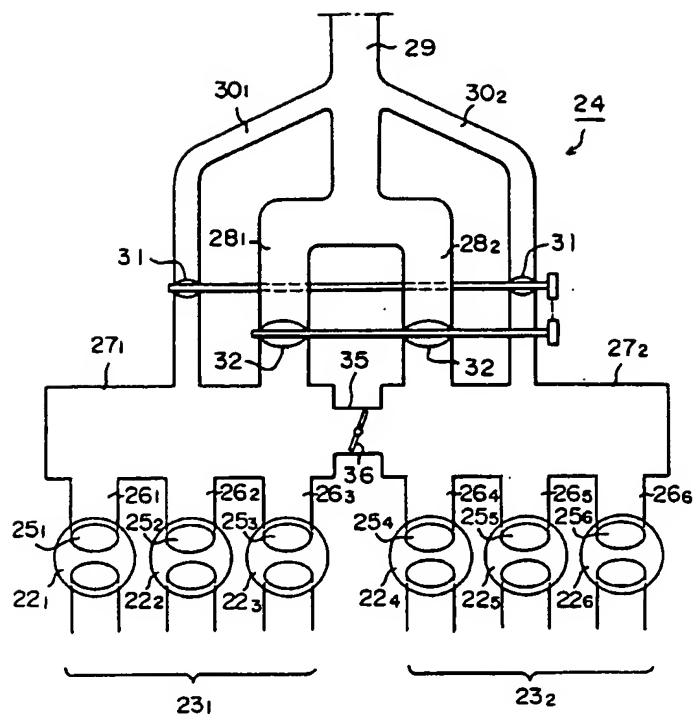
第1図



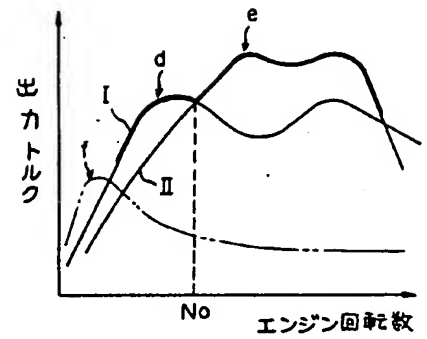
第2図



第 3 図



第 4 圖



**PAT-NO: JP361229925A**

**DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 61229925 A**

**TITLE: INTAKE DEVICE FOR MULTI-CYLINDER ENGINE**

**PUBN-DATE: October 14, 1986**

**INVENTOR-INFORMATION:**

**NAME**

**HATAMURA, KOICHI**

**HIRAOKA, TETSUO**

**ASSIGNEE-INFORMATION:**

**NAME**

**MAZDA MOTOR CORP**

**COUNTRY**

**N/A**

**APPL-NO: JP60069766**

**APPL-DATE: April 1, 1985**

**INT-CL (IPC): F02B027/02**

**US-CL-CURRENT: 123/184.38**

**ABSTRACT:**

**PURPOSE: To prevent increase of pumping loss due to**



resonant effect by

**classifying into two cylinder groups having no adjoining intake sequence then**

**communicating respectively with a collecting pipe while providing main and sub**

**intake path systems between the intake tube and the collecting pipe and setting**

**specific relation between the length and the diameter of respective intake**

**system.**

**CONSTITUTION: Resonant tubes 81, 82 are branched as main intake systems from**

**an intake tube 9 then take in the air into the cylinders 21-23 and 24-26 having**

**no adjoining intake sequence through collecting pipes 71, 72.**

**Auxiliary intake**

**paths 101, 102 are branched from main intake system from the intake tube 9 and**

**communicated with respective collecting pipe 71, 72 then primary throttle valve**

**11 is provided at the open end. Assuming the lengths and the diameters of**

**respective intake tube 81, 82 and 101, 102 to be L, D and (l), (d), they are**

**set to satisfy the relation  $d/l < SP >^{1/2} < D/L < SP >^{1/2} < SP >$ .**

**Consequently, low**

**resonant effect of only the auxiliary intake tubes 101, 102 will occur when the**

**secondary throttle valve 12 is closed under low speed, resulting in reduction**

**of pumping loss due to excessive resonant effect.**

**COPYRIGHT: (C)1986,JPO&Japio**